

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

US

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 7月22日

出願番号

Application Number:

特願2002-213024

[ST.10/C]:

[JP2002-213024]

出願人

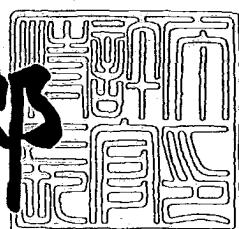
Applicant(s):

トヨタ自動車株式会社

2003年 3月 7日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3014585

【書類名】 特許願

【整理番号】 TSN018366

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 61/00

F16H 9/00

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 羽渕 良司

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 安江 秀樹

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100085361

【弁理士】

【氏名又は名称】 池田 治幸

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008268

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9908707

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 車両用駆動装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動力源から出力された動力をベルト式無段変速機により変速して駆動輪側へ伝達する車両用駆動装置において、

前記駆動力源と前記ベルト式無段変速機との間に、前進走行時に該駆動力源の回転を増速または減速する変速機構を設けた

ことを特徴とする車両用駆動装置。

【請求項2】 前記変速機構は遊星歯車装置を有し、動力伝達を遮断する遮断状態と、前進走行させる前進走行状態と、後進走行させる後進走行状態と、に選択的に切り換える前後進切換機能を備えている

ことを特徴とする請求項1に記載の車両用駆動装置。

【請求項3】 前記駆動力源はディーゼルエンジンで、
前記変速機構は、前進走行時に該ディーゼルエンジンの回転を増速して伝達するものである

ことを特徴とする請求項1または2に記載の車両用駆動装置。

【請求項4】 前記ベルト式無段変速機は、前記駆動力源としてガソリンエンジンが搭載される車両用駆動装置にも共通して用いられるもので、該ガソリンエンジンの出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるように設計されている一方、

前記変速機構は、前記ディーゼルエンジンから前記ベルト式無段変速機に加えられる最大トルクが前記ガソリンエンジンの最大トルクと略同じかそれ以下となるように変速比が定められている

ことを特徴とする請求項3に記載の車両用駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は車両用駆動装置に係り、特に、出力特性が異なる複数種類の駆動力源に対して容易に対応できる車両用駆動装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

駆動力源から出力された動力をベルト式無段変速機により変速して駆動輪側へ伝達する車両用駆動装置が知られている。特開平11-182666号公報に記載の装置はその一例で、動力伝達を遮断する遮断状態と、前進走行させる前進走行状態と、後進走行させる後進走行状態と、に選択的に切り換えられる遊星歯車式の前後進切換装置が、上記駆動力源とベルト式無段変速機との間に配設されている。そして、使用頻度が最も高い走行状態である前進走行状態では、歯車の噛合回転などによる動力損失を低減するために、クラッチが係合させられて前後進切換装置が一体回転させられるようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、このような車両用駆動装置において、駆動力源としてガソリンエンジンを用いる場合とディーゼルエンジンを用いる場合とでは、最高出力が得られる回転速度領域等の出力特性が異なり、一般にディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比較して低回転速度（例えば3000～4000 rpm程度）で最高出力が得られるため、最高出力（パワー）が同じであればそれだけトルクが大きくなり、大きなベルト挾圧力でベルトを挾圧するためベルト式無段変速機が大型になるなど、使用する駆動力源の出力特性によってベルト式無段変速機の設計を変更する必要があった。また、ディーゼルエンジンはトルク変動が大きいため、そのトルク変動を考慮してベルト挾圧力を大きめに設定する必要があり、ガソリンエンジンを用いる場合に比較して動力損失が大きくなる。

【0004】

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、出力特性が異なる駆動力源を用いる場合でも共通のベルト式無段変速機を使用できることにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】

かかる目的を達成するために、第1発明は、駆動力源から出力された動力をベ

ルト式無段変速機により变速して駆動輪側へ伝達する車両用駆動装置において、前記駆動力源と前記ベルト式無段変速機との間に、前進走行時にその駆動力源の回転を増速または減速する変速機構を設けたことを特徴とする。

【0006】

第2発明は、第1発明の車両用駆動装置において、前記変速機構は遊星歯車装置を有し、動力伝達を遮断する遮断状態と、前進走行させる前進走行状態と、後進走行させる後進走行状態と、に選択的に切り換える前後進切換機能を備えていることを特徴とする。

【0007】

第3発明は、第1発明または第2発明の車両用駆動装置において、(a) 前記駆動力源はディーゼルエンジンで、(b) 前記変速機構は、前進走行時にそのディーゼルエンジンの回転を増速して伝達するものであることを特徴とする。

【0008】

第4発明は、第3発明の車両用駆動装置において、(a) 前記ベルト式無段変速機は、前記駆動力源としてガソリンエンジンが搭載される車両用駆動装置にも共通して用いられるもので、そのガソリンエンジンの出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるように設計されている一方、(b) 前記変速機構は、前記ディーゼルエンジンから前記ベルト式無段変速機に加えられる最大トルクが前記ガソリンエンジンの最大トルクと略同じかそれ以下となるように変速比が定められていることを特徴とする。

【0009】

【発明の効果】

このような車両用駆動装置においては、駆動力源とベルト式無段変速機との間に、前進走行時にその駆動力源の回転を増速または減速する変速機構が設けられるため、その変速機構により駆動力源のトルクを増幅したり低減したりしてベルト式無段変速機へ伝達することができる。これにより、トルク等の出力特性が異なる複数の駆動力源を使用する場合でも、例えばベルト式無段変速機に加えられる最大トルクが略同じになるようにすれば、共通のベルト式無段変速機を使用することが可能となり、全体として製造コストが低減される。

【0010】

第2発明では、変速機構が遊星歯車装置を有して構成され、前後進切換機能を備えているため、前後進切換装置を別個に設ける場合に比較して装置が簡単且つ安価に構成される。

【0011】

第3発明は、一般にガソリンエンジンよりも低回転領域で高トルクが出力されるディーゼルエンジンを駆動力源として備えている場合で、変速機構により增速してベルト式無段変速機へ伝達されることによりトルクが低減されるため、最大出力が略同じであればベルト式無段変速機に伝達される最大トルクをガソリンエンジンと同程度にできるとともに、トルク変動幅も增速回転によるトルク低下に伴って小さくなる。これにより、ディーゼルエンジン搭載車においても、ガソリンエンジン搭載車と同程度にベルト式無段変速機をコンパクトに構成できることともに、大きなベルト挾圧力に起因する動力損失が低減されて燃費が向上する。

【0012】

なお、変速機構による增速時に、歯車の噛合回転等による動力損失が生じるが、ディーゼルエンジンのトルク増大に合わせて大型のベルト式無段変速機を採用する場合に比較して動力損失は少なく、全体として動力損失が低減される。

【0013】

また、第4発明は、ディーゼルエンジンからベルト式無段変速機に加えられる最大トルクがガソリンエンジンの最大トルクと略同じかそれ以下となるように、変速機構の変速比（增速比）が定められているため、ガソリンエンジンの出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるように設計されたベルト式無段変速機を、ディーゼルエンジン搭載車にもそのまま使用できる。

【0014】

【発明の実施の形態】

ここで、本発明の車両用駆動装置の駆動力源としては、第3発明のようにディーゼルエンジンが好適に用いられるが、ガソリンエンジンや電動モータなどの他の駆動力源を採用することもできる。また、その駆動力源と変速機構との間には、例えば流体を介して動力を伝達するトルクコンバータ等の流体式動力伝達装置

が必要に応じて設けられる。

【0015】

ベルト式無段変速機は、例えば溝幅を変更可能な一対の可変プーリと、それ等の可変プーリに巻き掛けられた伝動ベルトとを有し、伝動ベルトと可変プーリとの間の摩擦で動力を伝達するとともに、ベルト滑りが生じないように一方の可変プーリによるベルト挾圧力を油圧シリンダなどで制御する一方、所定の変速比となるように他方の可変プーリの溝幅を油圧シリンダなどで制御するように構成される。

【0016】

変速機構は、例えば第2発明のように遊星歯車装置を有して構成されるが、二軸噛合式等の他の歯車式変速機構を採用することもできるなど、種々の態様が可能である。また、クラッチやブレーキを用いて前後進を切り換えることができるよう構成することが望ましいが、例えば前進走行時の変速比が1の前後進切換装置を変速機構とは別に設けることもできる。なお、第1発明の実施に際しては、前後進切換装置は必ずしも必要でない。

【0017】

第1発明の変速機構は、使用頻度が最も高い前進走行時に增速または減速するよう構成されれば良く、前進走行時および後進走行時共に增速または減速するよう構成することもでき、第3発明では前進走行時および後進走行時共に駆動力源（ディーゼルエンジン）の回転を增速するよう構成することができる。後進走行時に駆動力源の出力が制限される場合など、後進走行時には必ずしも增速または減速する必要はなく、後進走行時の変速比を1とするこも可能である。

【0018】

第3発明、第4発明は、駆動力源としてディーゼルエンジンを備えている場合であるが、ガソリンエンジン搭載車に本発明を適用することもできる。すなわち、前記第1発明または第2発明の車両用駆動装置において、(a) 前記駆動力源はガソリンエンジンで、(b) 前記変速機構は、前進走行時に該ガソリンエンジンの回転を減速して伝達するよう構成される。また、(c) 前記ベルト式無段変速機は、前記駆動力源としてディーゼルエンジンが搭載される車両用駆動装置にも共

通して用いられるもので、該ディーゼルエンジンの出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるように設計される一方、(d) 前記変速機構は、前記ガソリンエンジンから前記ベルト式無段変速機に加えられる最大トルクが前記ディーゼルエンジンの最大トルクと略同じかそれ以下となる範囲で減速比が定められる。

【0019】

【実施例】

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

図1の(a) は、本発明が適用された車両用駆動装置10の骨子図である。この車両用駆動装置10は横置き型で、FF(フロントエンジン・フロントドライブ)型車両に好適に採用されるものであり、走行用の駆動力源としてディーゼルエンジン12を備えている。ディーゼルエンジン12の出力は、流体式動力伝達装置としてのトルクコンバータ14から予備変速装置15、前後進切換装置16、ベルト式無段変速機(CVT)18、減速歯車20を介して差動歯車装置22に伝達され、左右の駆動輪24L、24Rへ分配される。

【0020】

トルクコンバータ14は、ディーゼルエンジン12のクランク軸に連結されたポンプ翼車14p、およびタービン軸34を介して予備変速装置15に連結されたタービン翼車14tを備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、それ等のポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tの間にはロックアップクラッチ26が設けられており、完全係合させられることによってポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tは一体回転させられる。ポンプ翼車14pには、ベルト式無段変速機18を変速制御したりベルト挾圧力を発生させたり、或いは各部に潤滑油を供給したりするための油圧を発生する機械式のオイルポンプ28が設けられている。

【0021】

予備変速装置15は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置によって構成されており、トルクコンバータ14のタービン軸34はサンギヤ15sに一体的に連結されている一方、リングギヤ15rはハウジングに一体的に連結され、キャリア1

5c から中間軸35を介して前後進切換装置16へ出力するようになっている。

中間軸35は、タービン軸34に対して逆回転させられるとともに、遊星歯車装置のギヤ比を ρ_1 とすると $(1 - \rho_1) / \rho_1$ の変速比で変速回転させられ、 $0 < \rho_1$ であれば変速比は1より小さく、中間軸35はタービン軸34、更にはディーゼルエンジン12の回転速度NEに対して逆方向へ增速回転させられる。また、 $0.5 \geq \rho_1$ であれば、変速比は1以上となり、中間軸35はディーゼルエンジン12の回転速度NEに対して逆方向へ等速回転、或いは減速回転させられる。

【0022】

前後進切換装置16は、シングルピニオン型の遊星歯車装置を主体として構成されており、中間軸35はリングギヤ16rに一体的に連結され、ベルト式無段変速機18の入力軸36はサンギヤ16sに一体的に連結されている一方、キャリア16cは前進用ブレーキB1を介してハウジングに選択的に固定され、リングギヤ16rおよびサンギヤ16sは後進用クラッチC1を介して選択的に互いに一体的に連結されるようになっている。前進用ブレーキB1および後進用クラッチC1は、何れも油圧シリンダによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置で、図示しないシフトレバーに連結されたマニュアルバルブによって油圧回路が機械的に切り換えられることにより、係合、解放されるようになっている。シフトレバーは、前進走行用の「D」ポジション、動力伝達を遮断する「N」ポジション、および後進走行用の「R」ポジションを備えており、「D」ポジションでは、図1の(b)に示すように前進用ブレーキB1が係合させられるとともに後進用クラッチC1が解放されることにより、前後進切換装置16は前進走行状態となり、入力軸36は中間軸35に対して逆方向、すなわちディーゼルエンジン12と同じ方向へ回転させられ、前進方向の駆動力がベルト式無段変速機18側へ伝達される。この時の変速比は、遊星歯車装置のギヤ比を ρ_2 とすると ρ_2 となり、その変速比 ρ_2 に応じて中間軸35に対して增速回転させられる。

【0023】

シフトレバーが「R」ポジションへ操作されると、後進用クラッチC1が係合させられるとともに前進用ブレーキB1が解放されることにより、前後進切換装

置16は中間軸35と一体回転させられる後進走行状態となり、入力軸36は中間軸35と一体的にディーゼルエンジン12と逆方向へ回転させられるようになって、後進方向の駆動力がベルト式無段変速機18側へ伝達される。この時の変速比は1である。また、「N」ポジションへ操作されると、前進用ブレーキB1および後進用クラッチC1は共に解放され、前後進切換装置16は動力伝達を遮断するニュートラル（遮断状態）になる。

【0024】

ベルト式無段変速機18は、前記入力軸36に設けられた有効径が可変の入力側可変ブーリ42と、出力軸44に設けられた有効径が可変の出力側可変ブーリ46と、それ等の可変ブーリ42、46に巻き掛けられた伝動ベルト48とを備えており、可変ブーリ42、46と伝動ベルト48との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。可変ブーリ42、46はそれぞれV溝幅が可変で、油圧シリンダを備えて構成されており、入力側可変ブーリ42の油圧シリンダの油圧が制御されることにより、両可変ブーリ42、46のV溝幅が変化して伝動ベルト48の掛けり径（有効径）が変更され、変速比 γ （=入力軸回転速度NIN／出力軸回転速度NOUT）が連続的に変化させられる。例えば図2に示すように運転者の出力要求量を表すアクセル操作量Accおよび車速Vをパラメータとして予め定められた変速マップから入力側の目標回転速度NINTを算出し、実際の入力軸回転速度NINが目標回転速度NINTと一致するように、それ等の偏差に応じて無段変速機18の変速制御、すなわち入力側可変ブーリ42の油圧シリンダに対する作動油の供給、排出が制御される。図2のマップは変速条件に相当するもので、車速Vが小さくアクセル操作量Accが大きい程大きな変速比 γ になる目標回転速度NINTが設定されるようになっている。また、車速Vは出力軸回転速度NOUTに対応するため、入力軸回転速度NINの目標値である目標回転速度NINTは目標変速比に対応し、無段変速機18の最小変速比 γ_{min} と最大変速比 γ_{max} の範囲内で定められている。

【0025】

一方、出力側可変ブーリ46の油圧シリンダの油圧は、伝動ベルト48が滑りを生じないように調圧制御される。例えば図3に示すように伝達トルクに対応す

るアクセル操作量Accおよび変速比γをパラメータとしてベルト滑りが生じないように予め定められた必要油圧（ベルト挾圧力に相当）のマップに従って、出力側可変ブーリ46の油圧シリンダの油圧が制御され、この油圧に応じてベルト挾圧力すなわち可変ブーリ42、46と伝動ベルト48との間の摩擦力が増減させられる。

【0026】

ここで、上記ベルト式無段変速機18は、図4に示すように駆動力源としてガソリンエンジン104が搭載される車両用駆動装置102にも共通して用いられるもので、前後進切換装置106の前進用クラッチC2が係合させられる前進走行時にガソリンエンジン104の出力がそのまま伝達される場合に、ベルト挾圧力などに関して適切な性能が得られるように、可変ブーリ42、46の油圧シリンダの受圧面積などが設計されている。前後進切換装置106は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置を主体として構成されており、トルクコンバータ14のタービン軸34はサンギヤ106sに一体的に連結され、ベルト式無段変速機18の入力軸36はキャリア106cに一体的に連結されている一方、キャリア106cおよびサンギヤ106sは前進用クラッチC2を介して選択的に互いに一体的に連結され、リングギヤ106rは後進用ブレーキB2を介してハウジングに選択的に固定されるようになっている。そして、図4の(b)に示すように、シフトレバーが「D」ポジションへ操作されると、前進用クラッチC2が係合させられるとともに後進用ブレーキB2が解放されることにより、前後進切換装置106は前進走行状態となって一体回転させられ、前進方向の駆動力がベルト式無段変速機18側へ伝達される。この前進走行状態は最も使用頻度が高いもので、前後進切換装置106が一体回転させられることにより、歯車の噛合回転による動力損失が回避されて優れたエネルギー効率が得られるのであり、ベルト式無段変速機18は、この前進走行時の入力トルクに基づいて適切な性能が得られるよう設計されているのである。

【0027】

なお、シフトレバーが「R」ポジションへ操作されると、後進用ブレーキB2が係合させられるとともに前進用クラッチC2が解放されることにより、前後進

切換装置106は後進走行状態となって、入力軸36はタービン軸34に対して逆方向へ回転させられるようになり、後進方向の駆動力がベルト式無段変速機18側へ伝達される。また、「N」ポジションへ操作されると、前進用クラッチC2および後進用ブレーキB2は共に解放され、前後進切換装置106は動力伝達を遮断するニュートラル（遮断状態）になる。

【0028】

一方、ガソリンエンジン104とディーゼルエンジン12は、その出力特性が相違し、ガソリンエンジン104の出力特性は、例えば図5に実線で示すように比較的高回転で最高出力が得られ、ディーゼルエンジン12は、同図に一点鎖線で示すようにガソリンエンジン104よりも低回転速度で最高出力に到達するため、最高出力（パワー）が同じであれば一般にディーゼルエンジン12の方が最大トルクは大きくなる。このため、図4の車両用駆動装置102に、そのままガソリンエンジン104の代わりにディーゼルエンジン12を搭載すると、ベルト式無段変速機18のベルト挾圧力が不足するなどしてベルト滑り等を生じる恐れがあり、大型のベルト式無段変速機18を採用する必要があった。

【0029】

これに対し、本実施例の車両用駆動装置10は、前進走行時に增速する前後進切換装置16、および予備変速装置15が設けられており、ディーゼルエンジン12の回転を変速してベルト式無段変速機18へ伝達するため、図4の車両用駆動装置102に使用されるベルト式無段変速機18をそのまま使用することができる。すなわち、ディーゼルエンジン12からベルト式無段変速機18に加えられる最大トルクが、図4の車両用駆動装置102においてガソリンエンジン104からベルト式無段変速機18へ伝達される最大トルクと略同じかそれ以下となるように、予備変速装置15および前後進切換装置16のトータルの変速比a（=タービン軸34の回転速度NT／入力軸36の回転速度NIN）を設定すれば、ベルト式無段変速機18をそのまま使用できるのである。例えばガソリンエンジン104およびディーゼルエンジン12の出力特性が図5に示すような場合には、ガソリンエンジン104の最高出力が得られる回転速度NEG、ディーゼルエンジン12の最高出力が得られる回転速度NEDを用いて、変速比aが次式(1)

) を満足するように設定するのである。変速比 a は、前記ギヤ比 ρ_1 および ρ_2 を用いて次式(2) で表されるため、それ等のギヤ比 ρ_1 、 ρ_2 を適当に定めるこことにより、(1) 式を満足するようになる。(1) 式から変速比 a は 1 より小さく、ディーゼルエンジン 1 2 の回転は增速してベルト式無段変速機 1 8 へ伝達される。本実施例では予備変速装置 1 5 および前後進切換装置 1 6 により変速機構が構成されている。

$$a = N_E_D / N_E_G \quad \cdots (1)$$

$$a = \rho_2 \cdot (1 - \rho_1) / \rho_1 \quad \cdots (2)$$

【0030】

このように、本実施例の車両用駆動装置 1 0 は、ディーゼルエンジン 1 2 とベルト式無段変速機 1 8 との間に、前進走行時にディーゼルエンジン 1 2 の回転を增速する変速機構（予備変速装置 1 5 および前後進切換装置 1 6）が設けられ、ディーゼルエンジン 1 2 のトルクを低減してベルト式無段変速機 1 8 へ伝達するため、ディーゼルエンジン搭載車においても、ガソリンエンジン搭載車と同程度にベルト式無段変速機 1 8 をコンパクトに構成できるとともに、大きなベルト挾圧力に起因する動力損失が低減されて燃費が向上する。

【0031】

予備変速装置 1 5 および前後進切換装置 1 6 は、前進走行時に歯車が噛合回転させられるため、その噛合回転によって動力損失を生じるが、ディーゼルエンジン 1 2 のトルク増大に合わせて大型のベルト式無段変速機を採用する場合に比較して動力損失は小さく、全体として動力損失が低減される。

【0032】

また、ディーゼルエンジン 1 2 からベルト式無段変速機 1 8 に加えられる最大トルクがガソリンエンジン 1 0 4 の最大トルクと略同じかそれ以下となるように、変速機構の変速比 a が定められているため、図 4 の車両用駆動装置 1 0 2 のようにガソリンエンジン 1 0 4 の出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるように設計されたベルト式無段変速機 1 8 を、図 1 のディーゼルエンジン搭載車にもそのまま使用することが可能で、全体として製造コストが低減される。

。

【0033】

また、本実施例では予備変速装置15および前後進切換装置16によって変速機構が構成されており、前後進切換機能を備えているため、変速機構と前後進切換装置とを別個に設ける場合に比較して装置が簡単且つ安価に構成される。

【0034】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明が適用された車両用駆動装置を説明する図で、(a) は骨子図、(b) は前後進を切り換える摩擦係合装置の作動表である。

【図2】

図1のベルト式無段変速機の変速マップの一例を示す図である。

【図3】

図1のベルト式無段変速機のベルト挾圧力に対応する必要油圧マップの一例を示す図である。

【図4】

図1と同じベルト式無段変速機を備えているとともに駆動力源としてガソリンエンジンを搭載している車両用駆動装置を説明する図で、(a) は骨子図、(b) は前後進を切り換える摩擦係合装置の作動表である。

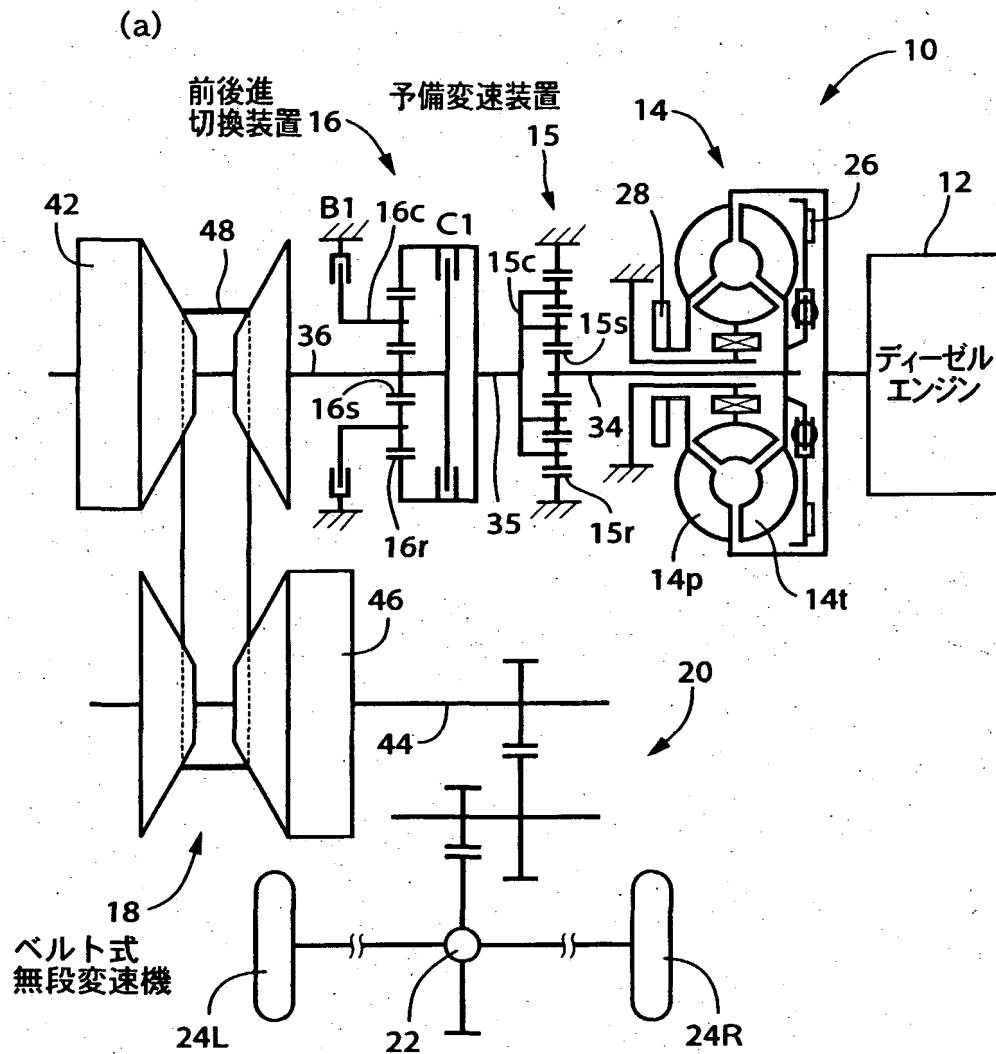
【図5】

ガソリンエンジンおよびディーゼルエンジンの出力特性を比較して示す図である。

【符号の説明】

10：車両用駆動装置 12：ディーゼルエンジン（駆動力源） 15：
予備変速装置（変速機構） 16：前後進切換装置（変速機構） 18：ベ
ルト式無段変速機 104：ガソリンエンジン

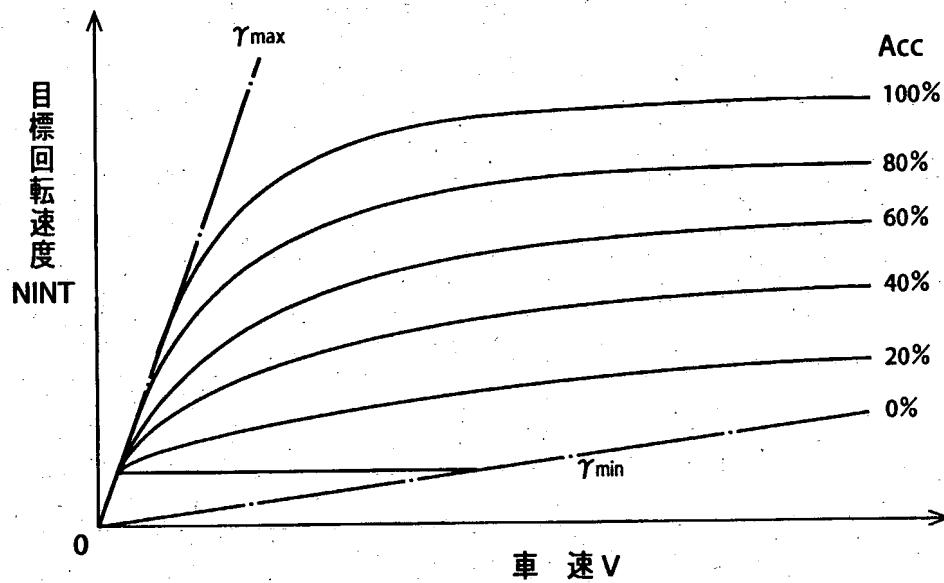
【書類名】 図面
【図1】



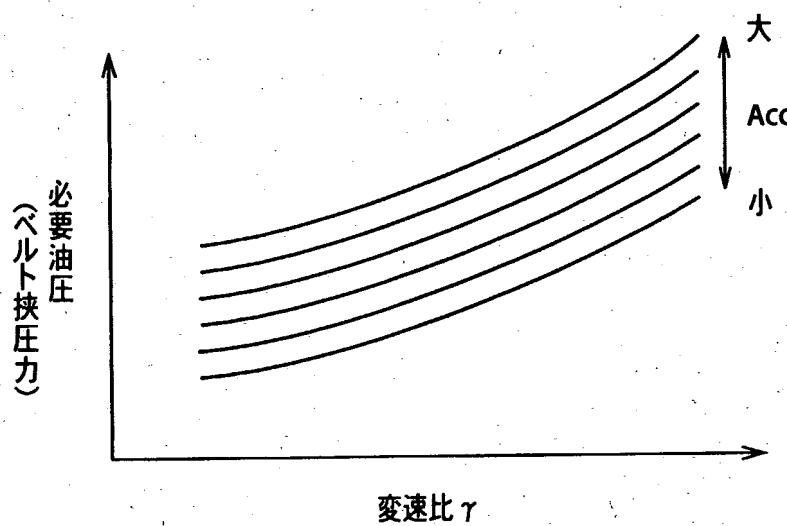
(b)

	C1	B1
D		○
N		
R	○	

【図2】

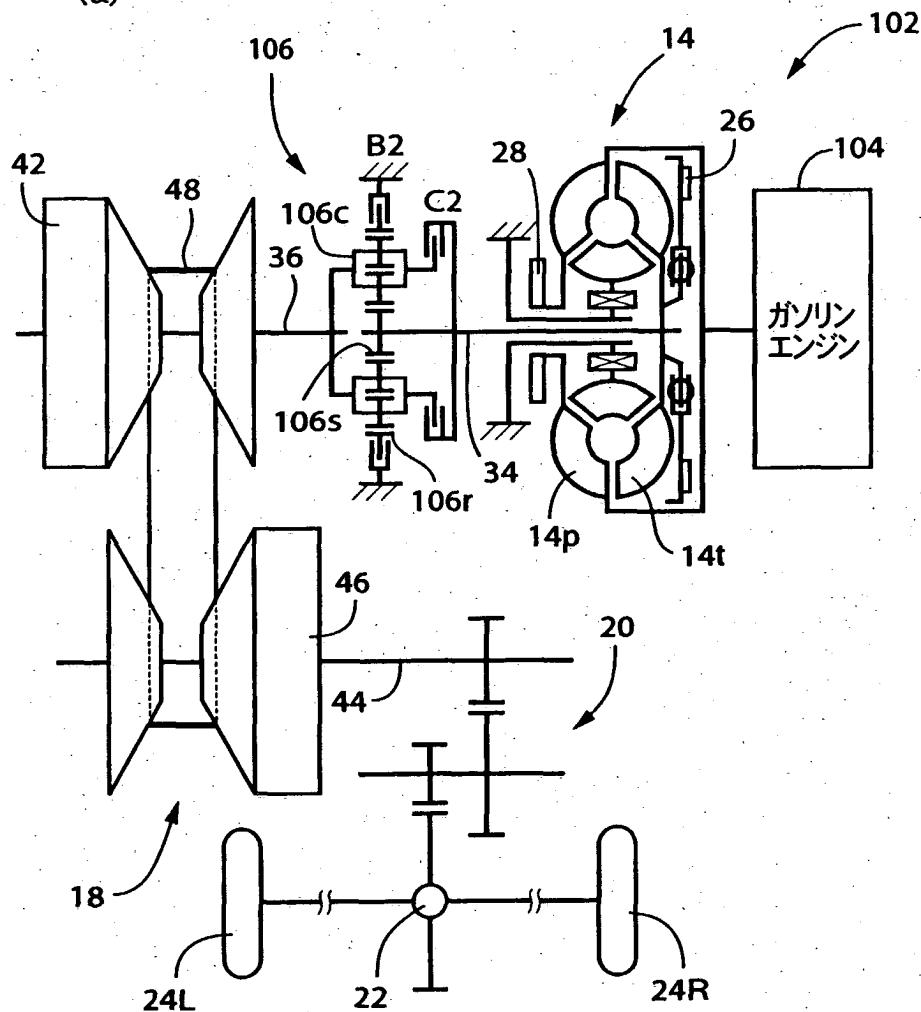


【図3】



【図4】

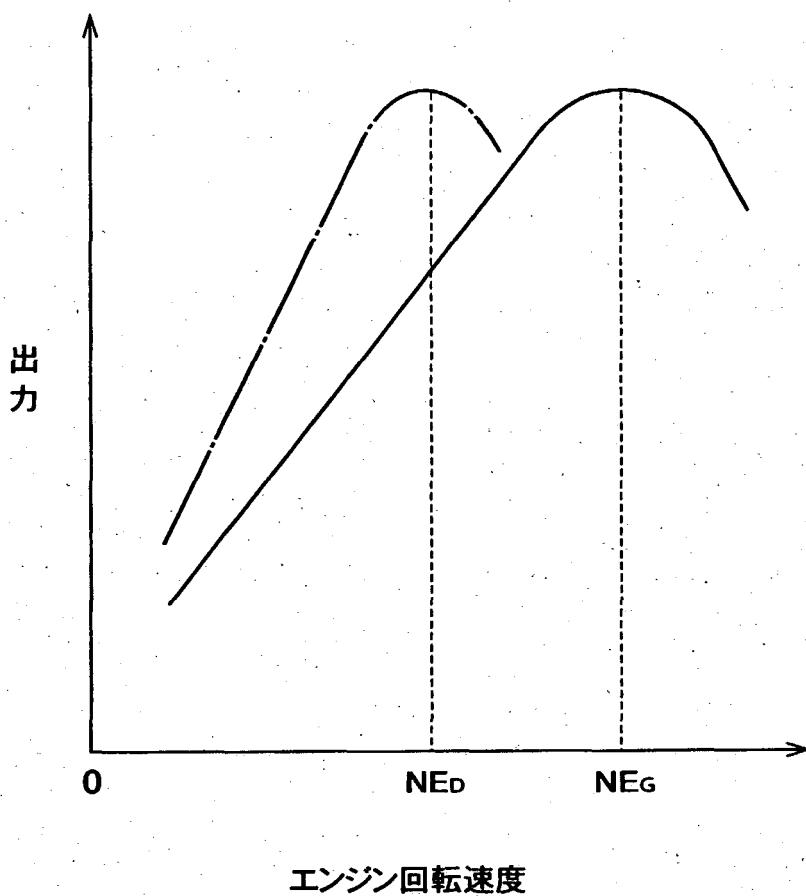
(a)



(b)

	C2	B2
D	O	
N		
R		O

【図5】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ガソリンエンジンを基準として適切な性能が得られるように設計されたベルト式無段変速機を、ガソリンエンジンよりも低回転で高トルクを発生するディーゼルエンジンにも使用できるようにする。

【解決手段】 ディーゼルエンジン12とベルト式無段変速機18との間に配設された予備変速装置15および前後進切換装置16は、前進走行状態においてディーゼルエンジン12の回転を所定の変速比で増速してベルト式無段変速機18へ伝達する。

【選択図】 図1

認定・付加情報

特許出願の番号	特願2002-213024
受付番号	50201075262
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成14年 7月23日

＜認定情報・付加情報＞

【提出日】 平成14年 7月22日

次頁無

出願人履歴情報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日 1990年 8月27日

[変更理由] 新規登録

住 所 愛知県豊田市トヨタ町1番地

氏 名 トヨタ自動車株式会社